

# HYDRAULIC CONTROLLER FOR CONSTRUCTION EQUIPMENT

Publication number: JP2002047965

Publication date: 2002-02-15

Inventor: HAMAGUCHI MASAHIKO

Applicant: KOMATSU MFG CO LTD

Classification:

- international: *E02F9/22; F02D29/04; F02D45/00; F15B11/00; E02F9/22; F02D29/04; F02D45/00; F15B11/00; (IPC1-7): F02D29/04; E02F9/22; F02D45/00; F15B11/00*

- European:

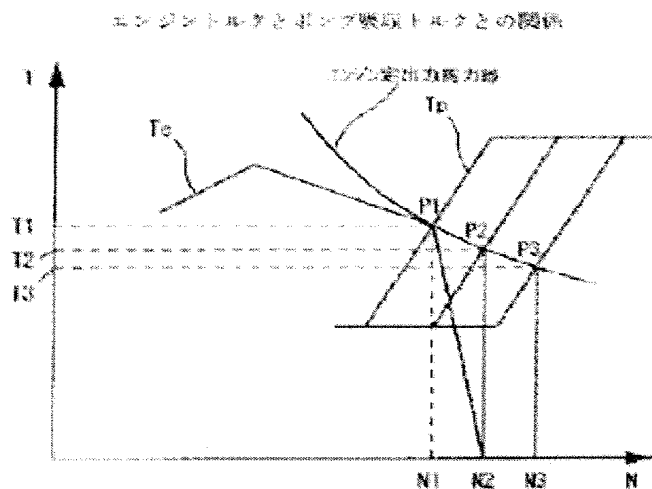
Application number: JP20000236957 20000804

Priority number(s): JP20000236957 20000804

Report a data error here

## Abstract of JP2002047965

**PROBLEM TO BE SOLVED:** To provide a hydraulic controller for construction equipment capable of preventing engine overheat and maintaining the operability and work efficiency without increasing cooling capacity of a radiator set to an optimum condition under normal operation conditions. **SOLUTION:** A governor controller 8 receives a temperature signal from a detection means 22 detecting a temperature of cooling water or hydraulic fluid of an engine 1 to output a signal for increasing the number of revolutions of the engine by the predetermined number to an engine control means when a temperature of cooling water or hydraulic fluid exceeds the predetermined temperature, and a pump controller 12 outputs a signal for changing a matching point with engine torque of absorption torque of a hydraulic pump 2 to a control means 16 of the hydraulic pump 2 simultaneously when the governor controller 8 increases the number of revolutions of the engine by the predetermined number.





(19) 日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11) 特許出願公開番号  
特開2002-47965  
(P2002-47965A)

(43) 公開日 平成14年2月15日 (2002.2.15)

(51) Int.Cl. <sup>7</sup>	識別記号	F I	テーマコード(参考)
F 0 2 D 29/04		F 0 2 D 29/04	H 2 D 0 0 3
E 0 2 F 9/22		E 0 2 F 9/22	Z 3 G 0 8 4
F 0 2 D 45/00	3 0 5	F 0 2 D 45/00	3 0 5 C 3 G 0 9 3
	3 1 0		3 1 0 L 3 H 0 8 9
			3 1 0 Q

審査請求 未請求 請求項の数 2 O L (全 8 頁) 最終頁に続く

(21) 出願番号 特願2000-236957(P2000-236957)

(22) 出願日 平成12年8月4日(2000.8.4)

(71) 出願人 000001236

株式会社小松製作所

東京都港区赤坂二丁目3番6号

(72) 発明者 浜口 正彦

大阪府枚方市上野3丁目1-1 株式会社

小松製作所大阪工場内

最終頁に続く

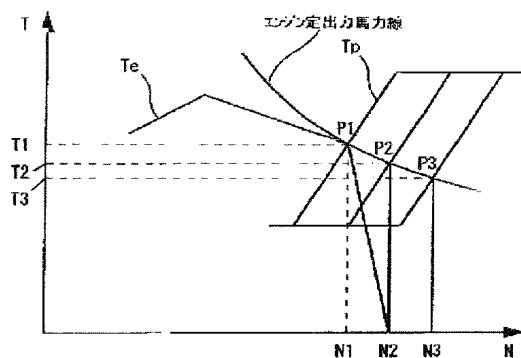
(54) 【発明の名称】 建設機械の油圧制御装置

(57) 【要約】

【課題】 通常の稼働条件下で最適に設定されたラジエータの冷却能力を増やすことなく、エンジンオーバーヒートを防止できると共に、操作性及び作業能率を維持できる建設機械の油圧制御装置を提供することを目的とする。

【解決手段】 ガバナコントローラ(8)は、エンジン(1)の冷却水又は作動油の温度を検出する検出手段(22)からの温度信号を受けて、冷却水又は作動油の温度が所定温度以上になったとき、エンジン回転数を所定量上げる信号をエンジン制御手段に出力し、ポンプコントローラ(12)は、ガバナコントローラ(8)がエンジン回転数を所定量上げるとき同時に、油圧ポンプ(2)の吸収トルクのエンジントルクとのマッチング点を変更する信号を油圧ポンプ(2)の制御手段(16)に出力する。

エンジントルクとポンプ吸収トルクとの関係



## 【特許請求の範囲】

【請求項1】 エンジン(1) と、エンジン(1) の回転数(N) を制御するエンジン制御手段(9, 9A)と、エンジン(1) に直結して駆動される冷却ファン(20)と、エンジン(1) によって駆動され、作業機アクチュエータに圧油を供給する可変容量型の油圧ポンプ(2) と、油圧ポンプ(2) の吸収トルク(Tp)を制御するポンプ制御手段(16)と、エンジン(1) の冷却水又は作動油の温度を検出する検出手段(22)と、エンジン制御手段(9, 9A)に信号を出力してエンジン(1) の回転数(N) を制御するガバナコントローラ(8) と、ポンプ制御手段(16)に信号を出力して油圧ポンプ(2) の吸収トルク(Tp)を制御するポンプコントローラ(12)とを備えた建設機械の油圧制御装置において、前記ガバナコントローラ(8) は、前記検出手段(22)からの温度信号を受けて、エンジン(1) の冷却水又は作動油の温度が所定温度以上になったとき、エンジン(1) の回転数(N) を所定量上げる信号を前記エンジン制御手段(9, 9A)に出力し、前記ポンプコントローラ(12)は、ガバナコントローラ(8) がエンジン(1) の回転数(N) を所定量上げるとき同時に、油圧ポンプ(2) の吸収トルク(Tp)のエンジントルク(Te)とのマッチング点(P) を変更する信号を前記ポンプ制御手段(16)に出力することを特徴とする建設機械の油圧制御装置。

【請求項2】 請求項1記載の建設機械の油圧制御装置において、

前記マッチング点(P) をエンジン(1) の定馬力線上に維持することを特徴とする建設機械の油圧制御装置。

## 【発明の詳細な説明】

## 【0001】

【発明の属する技術分野】本発明は、油圧ショベル等の建設機械の油圧制御装置に係り、特にエンジンに直結された可変容量型油圧ポンプを備えた建設機械のオーバーヒートを防止可能な油圧制御装置に関する。

## 【0002】

【従来の技術】従来から、建設機械のエンジンの冷却装置については、エンジンのクランクシャフトに直結されたプーリ及びVベルト等の伝達手段によって冷却ファンを駆動する方法が多く用いられている。この方法においては、冷却ファンの回転数はエンジンの回転数に依存していて略固定的であるために、最大大気温レベルに合わせてラジエータの大きさ(冷却能力)及び定常時の冷却ファン回転数を設定している。即ち、常時所定量以上の冷却能力及び風量を確保して、稼働条件の最大大気温度の場合でもエンジンがオーバーヒートしないようにしている。

【0003】このようなエンジン直結の冷却ファンを有すると共に、エンジンにより駆動される可変容量型油圧ポンプを備えた建設機械において、ラジエータの冷却能

力を高めることなくオーバーヒートを防止可能な油圧制御装置がいくつか提案されており、例えば特開平6-248666号公報に開示されたものがある。同公報によれば、原動機の冷却水温を検出し、これが所定温度以上になると前記可変容量型油圧ポンプの吐出量を低減して原動機負荷を低減させるようにしている。これによりラジエータの冷却能力を高めることなく、いかなる条件時のオーバーヒートも未然に防止できる、と記載されている。

【0004】また、例えば特開平7-71253号公報に開示されたものがある。同公報によれば、エンジンの冷却水温を検出し、これが規定値を越えた場合には、エンジン回転数を下げると共に、エンジンに駆動される可変容量型油圧ポンプの吐出量を低減させてエンジンの負荷を軽減し、オーバーヒートを防止している。同時に、エンジントルクと前記可変容量型油圧ポンプの吸収トルクとのマッチング点を燃費効率の良い領域に変更して、省エネルギーを図ることができる、と記載されている。

## 【0005】

【発明が解決しようとする課題】しかしながら、上述した従来技術においては、以下のような問題がある。通常(定常時)の稼働条件下では必要以上の冷却能力を有している為、エネルギーを無駄に消費してしまうだけでなく、部品(ラジエータや冷却ファン等)コストも高くなっている。さらに、定常時においては、エンジン回転及び冷却ファン回転による周囲騒音も大きいという問題がある。また上記の特開平6-248666号公報及び特開平7-71253号公報に開示された技術においては、冷却水温が所定値を越えた場合には、可変容量型油圧ポンプの吐出量を低減させるので、油圧ポンプの出力が低下し、作業能率が落ちるという問題がある。

【0006】本発明は上記従来の問題点に着目し、通常の稼働条件下で最適に設定されたラジエータの冷却能力を増大することなく、エンジンオーバーヒートを防止できると共に、操作性及び作業能率を維持できる建設機械の油圧制御装置を提供することを目的とする。

## 【0007】

【課題を解決するための手段および作用、効果】上記目的を達成するために、本発明に係る建設機械の油圧制御装置の第1発明は、エンジンと、エンジンの回転数を制御するエンジン制御手段と、エンジンに直結して駆動される冷却ファン、エンジンによって駆動され、作業機アクチュエータに圧油を供給する可変容量型の油圧ポンプと、油圧ポンプの吸収トルクを制御するポンプ制御手段と、エンジン の冷却水又は作動油の温度を検出する検出手段と、エンジン制御手段に信号を出力してエンジンの回転数を制御するガバナコントローラと、ポンプ制御手段に信号を出力して油圧ポンプの吸収トルクを制御するポンプコントローラとを備えた建設機械の油圧制御装置において、前記ガバナコントローラは、前記検出手段からの温度信号を受けて、エンジンの冷却水又は作動油

の温度が所定温度以上になったとき、エンジンの回転数を所定量上げる信号を前記エンジン制御手段に出力し、前記ポンプコントローラは、ガバナコントローラがエンジンの回転数を所定量上げるとき同時に、油圧ポンプの吸収トルクのエンジントルクとのマッチング点を変更する信号を前記ポンプ制御手段に出力する構成としている。

【0008】第1発明によれば、エンジンの冷却水又は作動油の温度に基づいてオーバーヒートの兆候を検知し、前記温度がオーバーヒートとなる温度よりも手前の所定温度以上になったときにオーバーヒートが近いと判断して、この時のみエンジン回転数を定常時よりも所定量上げることにより、エンジン直結の冷却ファンの風量を増加してオーバーヒートを防止できる。このため、定常時はエンジン及び冷却ファン回転数を低く抑えることができるので、エネルギーの低減と低騒音化が可能である。また、オーバーヒートが近いときには、エンジン回転数を所定量上げるのと同時に、作業機アクチュエータ用の油圧ポンプの吸収トルクのエンジントルクとのマッチング点を変更するので、油圧ポンプの出力トルクの急激な低下を防止できて、作業機アクチュエータの操作性及び作業能率を妨げることはない。

【0009】第2発明は、第1発明に基づいて、前記マッチング点をエンジンの定馬力線上に維持する構成としている。

【0010】第2発明によれば、オーバーヒート防止時には、エンジン回転数を上げて、エンジン出力馬力及び作業機アクチュエータ用油圧ポンプの吸収馬力が一定であるので、作業能率は全く変わらずに維持できる。

【0011】

【発明の実施の形態】以下に、本発明の実施形態について、図1～図6により詳細に説明する。図1～図4により第1実施形態を説明する。まず、本実施形態の油圧制御装置の構成について、図1により説明する。エンジン1によって、可変容量型の油圧ポンプ2及びパイロット圧を発生させるコントロールポンプ3が駆動されている。方向切換弁4は油圧ポンプ2から吐出される圧油の流れを制御して油圧アクチュエータ5に供給し、油圧アクチュエータ5は作業機等の負荷6を駆動している。また、エンジン1の出力軸にはプーリ及びVベルト等の伝達手段を介して冷却ファン20が連結されており、冷却ファン20は冷却ファン20の冷却風下流側に配設されたラジエータ21に送風して冷却水を冷却している。

【0012】スロットルダイヤル7はエンジン1の定常時の回転数を設定するものであり、そのストロークに応じた設定回転数信号をガバナコントローラ8に出力している。また、エンジン1にはエンジン冷却水温度を検出する温度センサ22が取り付けられており、温度センサ22の冷却水温信号はガバナコントローラ8に入力されている。

【0013】ガバナコントローラ8は例えばマイクロコンピュータ等の中央演算装置を主体にして構成されており、前記スロットルダイヤル7のストローク信号及び温度センサ22の冷却水温信号を入力して後述するような所定の演算処理を行う。そして、この演算処理結果に基づいて、前記スロットルダイヤル7のストローク信号の大きさに応じた、かつ冷却水温に応じた所定のエンジン設定回転数になるような指令信号をガバナモータ9に出力し、ガバナモータ9に連結された噴射ポンプ10の燃料噴射レバーの回動を制御して燃料噴射量を制御すると共に、後述のポンプコントローラ12に設定回転数信号を出力している。また、ガバナモータ9の動作量は燃料噴射量としてポテンショメータ11により検出され、この検出信号はガバナコントローラ8にフィードバックされている。

【0014】尚、図1では、エンジン1に、ガバナモータ9及び噴射ポンプ10等からなる燃料噴射制御部及びメカニカルガバナを装着した例を示しているが、本発明はこれに限定されず、いわゆる電子式ガバナを装着してもよい。電子式ガバナの場合には、図示しない検出センサで検出したコントロールラック位置、エンジン回転数及び冷却水温等に基づいて、図示しないアクチュエータによりコントロールラック位置及びタイマ進角を制御するようにしている。

【0015】油圧ポンプ2は、ポンプコントローラ12からの指令により、TVバルブ13、LSバルブ14及びサーボバルブ15から構成されるポンプ制御手段16を介して、吸収トルク（押しのけ容積）が制御されるようになっている。ポンプコントローラ12は、エンジン回転軸の回転速度（単位時間当りの回転数）を検出するエンジン回転センサ17からの実回転数信号とガバナコントローラ8からの設定回転数信号とを受けて、この設定回転数に応じた油圧ポンプ2の吸収トルク（押しのけ容積）に設定されるように所定のポンプ吐出量の指令信号をTVバルブ13に出力する。TVバルブ13は、油圧ポンプ2の吐出圧に応じた所定流量以上にポンプから吐出されないように前記指令信号に対応してポンプ吐出量を制御して、ポンプの吸収馬力がエンジン馬力を越さないように等馬力制御を行い、LSバルブ14に所定のポンプ吐出量の指令信号を出力する。LSバルブ14は、油圧ポンプ2の吐出圧と負荷圧（即ち方向切換弁4の出口圧力）との差圧に応じてポンプ吐出量を制御するものであり、ソレノイドバルブ18により設定されたパイロット信号に基づいて前記差圧が略一定圧になるようにポンプ吐出量の制御指令をサーボバルブ15に出力する。サーボバルブ15はこの制御指令に基づき、油圧ポンプ2の吐出量を制御して吸収トルクを制御している。ソレノイドバルブ18は、ポンプコントローラ12からのLSバルブ14の差圧設定信号に応じて、コントロールポンプ3からのパイロット油圧をパイロット信号

に変換し、この差圧設定のパイロット信号をLSバルブ14に作用させる。

【0016】ポンプコントローラ12は、ガバナコントローラ8と同じくマイクロコンピュータ等の中央演算装置を主体にして構成されている。ポンプコントローラ12は、前記ガバナコントローラ8から、冷却水温が所定値以上になり、エンジン1の回転数を所定回転数に上げるという設定回転数信号を入力すると、この所定回転数に応じたエンジントルクに油圧ポンプ2の吸収トルクのマッチング点を変更するための所定のポンプ吐出量の指令信号をTVCバルブ13に出力する。これにより、TVCバルブ13は油圧ポンプ2の吐出圧に応じた所定流量以上にポンプから吐出されないように前記指令信号に対応してポンプ吐出量を制御して、油圧ポンプ2の吸収トルクのマッチング点の変更を行う。なお、TVCバルブ13、LSバルブ14、サーボバルブ15は周知の技術であるので、詳細説明は省略する。

【0017】次に、オーバヒート防止時のエンジン回転数の切り換え制御について図2、3により説明する。図2はエンジン回転数と冷却水温度との関係を示す図であり、図3はエンジン回転数の制御フローチャートである。図2に示すように、所定の冷却水温度 $t$ に基づいて、エンジン回転数を $N1$ 、 $N2$ 、 $N3$ に切り換えることにより冷却水温度を制御している。即ち、低い水温の定常時にはエンジン回転数 $N$  (rpm) をスロットルダイヤル7により設定された回転数 $N1$ に制御し、この後水温が上昇している時には、冷却水温度 $t$  ( $^{\circ}\text{C}$ ) が $t \geq t1$  のとき、エンジン回転数 $N$  (rpm) を $N1$  から $N2$ へ、 $t \geq t2$  のとき、 $N2$  から $N3$ へ切り換え、 $t > t3$  になったら、 $N3$  のままで所定のアラーム表示したりアラーム警報を行ったりするようにしている。

【0018】しかし、水温が下降してエンジン回転数 $N$ を元に戻す時に、冷却水温度 $t$ に所定のヒステリシス幅 $\alpha$  ( $^{\circ}\text{C}$ ) をもたせるようにするため、 $t \leq t2 - \alpha$  のときに、エンジン回転数 $N$ を $N3$ から $N2$ へ、 $t \leq t1 - \alpha$  のときに、 $N2$ から $N1$ へそれぞれ切り換えるようにしている。ここで、 $t1$ 、 $t2$ 、 $t3$ は予め $t1 < t2 < t3$ なる関係に設定された所定水温であり、 $t3$ はこの場合の最大許容温度である。また、 $N1$ は定常時（低温時）の定格回転数であり、 $N3$ は予め設定された最大大気温度時に冷却水温度 $t$ を最大許容温度 $t3$ 以下に収めるために必要な冷却ファン20の回転数に基づいて設定された所定回転数である。 $N2$ は $N1$ と $N3$ との間の所定回転数である。

【0019】図3により、上記のようなエンジン回転数の制御手順を説明する。図3において、ステップS1で冷却水温度 $t$ が所定値 $t1$ 以上か否かの判定を行い、NOの場合は、ステップS2で現在のエンジン回転数 $N$ が $N=N2$ か否か（即ち水温が上昇中か、下降中か）の判定を行う。ステップS2でNOの場合即ち水温上昇中の

場合は、ステップR1でエンジン回転数 $N$ を $N1$ に維持するようにガバナコントローラ8はガバナモータ9に指令信号を出力する。ステップS2でYESの場合は水温下降中の場合は、ステップS3で冷却水温度 $t$ が所定値( $t1 - \alpha$ )以下かの判定を行う。ステップS3でNOの場合は、ステップR2でエンジン回転数 $N$ を $N2$ に維持するようにガバナコントローラ8はガバナモータ9に指令信号を出力し、YESの場合は、ステップR3でエンジン回転数 $N$ を $N2$ から $N1$ へ低下させるようにガバナコントローラ8はガバナモータ9の信号を出力する。

【0020】前記ステップS1で冷却水温度 $t$ が所定値 $t1$ 以上のときは、ステップS4で冷却水温度 $t$ が所定値 $t2$ 以上か否かの判定を行い、NOの場合は、ステップS5で現在のエンジン回転数 $N$ が $N=N3$ （水温は上昇中か、下降中か）の判定を行う。ステップS5でNOの場合即ち水温上昇中の場合は、ステップR4でエンジン回転数 $N$ を $N1$ から $N2$ に上げるようにガバナコントローラ8はガバナモータ9に指令信号を出力する。ステップS5でYESの場合は水温下降中の場合は、ステップS6で冷却水温度 $t$ が所定値( $t2 - \alpha$ )以下かの判定を行う。ステップS6でNOの場合は、ステップR5でエンジン回転数 $N$ を $N3$ に維持するようにガバナコントローラ8はガバナモータ9に指令信号を出力し、YESの場合は、ステップR6でエンジン回転数 $N$ を $N3$ から $N2$ へ低下させるようにガバナコントローラ8はガバナモータ9の信号を出力する。この後、ステップS1へ処理を戻す。

【0021】ステップS4でYESの場合は、ステップS7で $t > t3$ かの判定を行い、NOの場合は、ステップR7でエンジン回転数 $N$ を $N2$ から $N3$ に上げるようにガバナコントローラ8はガバナモータ9に指令信号を出力し、YESの場合は、ステップR8でアラーム信号を出力する。

【0022】次に、エンジン回転数と油圧ポンプの吸収トルクとのマッチング点について、図4により説明する。図4は、電子式ガバナを使用した場合のエンジン回転数 $N$ に対するエンジントルク $T_e$ と油圧ポンプ2の吸収トルク $T_p$ との関係を示した図である。同図において、点P1、P2、P3は、それぞれ、エンジン回転数 $N$ が $N1$ 、 $N2$ 、 $N3$ の時のエンジントルク $T_e$ が $T1$ 、 $T2$ 、 $T3$ である点であり、同時に油圧ポンプ2の吸収トルク $T_p$ とのマッチング点である。すなわち、ガバナコントローラ8により、エンジン回転数 $N$ がそれぞれ $N1$ 、 $N2$ 、 $N3$ に制御されると、エンジン特性に基づきエンジン回転数 $N1$ 、 $N2$ 、 $N3$ にそれぞれ対応して最大エンジントルク $T_e$ が $T1$ 、 $T2$ 、 $T3$ に設定され、エンジン回転数 $N1$ 、 $N2$ 、 $N3$ に対応する油圧ポンプ2の吸収トルク $T_p$ がそれぞれ $T1$ 、 $T2$ 、 $T3$ となるように、即ち吸収トルク $T_p$ カーブが点P1、P2

、P3 を通るように、ポンプコントローラ12によりそれぞれのポンプ吐出量が設定される。ここで、ハイアイドル時におけるエンジン回転数がN2、N2、N3に収束するように、エンジントルク特性は設定されている。そして、点P1、P2、P3は、エンジン1の定出力馬力(P5)線上に維持されるように、ガバナコントローラ8により設定されている。

【0023】上記のようなエンジントルク特性を有するエンジンに適用する実施形態によれば、ガバナコントローラ8は、温度センサ22からの温度信号を受けて、エンジン1の冷却水温度 $t$ が所定温度 $t1$ 、 $t2$ 以上になった場合、エンジン1の回転数Nの設定値をそれぞれN2、N3に上げて冷却ファン20の風量を増加するので、冷却能力が大きくなり、冷却水温度 $t$ は、図2に示すように、最大大気温度の下での稼働においても最大許容温度 $t3$ 以下に制御される。また、エンジン1の回転数NをそれぞれN2、N3に上げる時、ポンプコントローラ12は、図4に示すように、油圧ポンプ2の吸収トルク $Tp$ のマッチング点PをN2、N3に対応してP1よりも吸収トルク $Tp$ の小さいP2、P3に変更する。このため、エンジン1の回転数Nを増速しても油圧ポンプ2の吸収トルク $Tp$ の急激な低下が防止されるので、アクチュエータ5の操作性及び作業機の掘削力が低下することはない。また、ガバナコントローラ8は、油圧ポンプ2の吸収トルク $Tp$ とのマッチング点P1、P2、P3におけるエンジン1の出力馬力を一定にしているため、油圧ポンプ2の吸収馬力も一定であり、これにより、作業能率は全く変わらずに維持できる。

【0024】なお、最大大気温度の下での稼働において、エンジン回転数はN3で冷却水温度 $t$ を最大許容温度 $t3$ 以内に制御できるようにしたので、プリー比により減速された、この時の冷却ファン回転数を $n3$ とすると、常温かつ定常(エンジン回転数N1)時の冷却ファン回転数 $n1$ は、数式「 $n1 = n3 \times N1 / N3$ 」で表され、回転数 $n3$ よりも低い値となる。従って、従来は常温時でも常に冷却ファンを高い回転数( $n3$ 相当)で回転させていたが、本発明では常温時には低い回転数 $n1$ で回転させることができるので、エネルギーの低減、及びエンジンと冷却ファンの低騒音化が可能である。

【0025】次に、電子式ガバナによるエンジンに適用する他の実施形態について、図5により説明する。図5は、本実施形態におけるエンジン回転数Nに対するエンジントルク $Te$ と油圧ポンプの吸収トルク $Tp$ との関係を示した図である。本実施形態においては、図5に示すハイアイドル時のレギュレーション以外は第1実施形態と全く同一であるので、異なる部分についてのみ説明する。図5において、ハイアイドル時のエンジン回転数Nは全て同一の回転数N2に収束するように設定されている。

【0026】従って、オーバーヒート防止のために負荷時

のエンジン回転数NがN1、N2、N3にそれぞれ設定されても、軽負荷時にはつまりエンジントルク $Te$ が小さい場合にはいずれの設定でもエンジン回転数Nが殆ど変わらないので、油圧ポンプ2の吐出流量が変わらず、よって方向切換弁4の操作量に対するアクチュエータ5の作動速度がいずれの設定時でも略等しい。このため、アクチュエータ5の操作感覚が良い。

【0027】次に、機械式ガバナによるエンジンに適用する実施形態について、図6により説明する。図6は、本実施形態におけるエンジン回転数Nに対するエンジントルク $Te$ と油圧ポンプの吸収トルク $Tp$ との関係を示した図である。本実施形態においては、図6に示す点P4、P5の設定とハイアイドル時のレギュレーション以外は第1実施形態と全く同一であるので、異なる部分についてのみ説明する。図6において、点P1、P4、P5は、それぞれ、エンジン回転数NがN1、N2、N3の時のエンジントルク $Te$ が $T1$ 、 $T4$ 、 $T5$ である点であり、同時に油圧ポンプ2の吸収トルク $Tp$ とのマッチング点である。すなわち、ガバナコントローラ8によりエンジン回転数NがN1、N2、N3に設定され、これに対応してエンジントルク $Te$ がそれぞれ $T1$ 、 $T4$ 、 $T5$ に設定されると、エンジン回転数N1、N2、N3に対応する油圧ポンプ2の吸収トルク $Tp$ がそれぞれ点P1、P4、P5を通るように、ポンプコントローラ12によりポンプ吐出量が制御される。ここで、ハイアイドル時におけるエンジン回転数はそれぞれN1a、N4、N5に設定され、 $T4$ 、 $T5$ は第1実施形態の $T2$ 、 $T3$ と殆ど変わらない。

【0028】従って、ハイアイドル時のエンジン回転数N5がそれに対応する負荷時のエンジン回転数N3よりも大きい、オーバーヒート防止のためにエンジン回転数Nを切換えたときのエンジントルク $Te$ と油圧ポンプ2の吸収トルク $Tp$ とのマッチングによりポンプ吸収トルク $Tp$ の急激な低下が無いこと、あるいは、定常時はエンジン回転数及び冷却ファン回転数を低く設定し、水温が上昇してオーバーヒートの兆候が現れたときのみ回転数を上げることにより、エネルギー及び騒音を低減できること、等の作用効果を第1実施形態の場合と同様に得られる。これにより、機械式ガバナを備えたエンジンを搭載した車両に好適に適用することができる。

【0029】尚、これまで説明した実施形態では、エンジン冷却水温度に基づいてオーバーヒートの兆候を判断する例を示したが、本発明はこれに限定されず、例えば作動油温度に基づいて判断するようにしてもよく、予め複数段階の作動油温度レベルを設定しておき、この温度レベルを越えたか否かによりエンジン回転数を増加するか否かを判断するようにしてもよい。

【0030】以上説明したように、本発明による建設機械の油圧制御装置によれば、オーバーヒートの兆候を検知し、必要な時のみエンジン回転数を上げることにより、

冷却ファン回転数を上げてオーバヒートを防止するようにしたため、定常（常温）時は冷却ファン回転数を低く抑えることができるので、エネルギーロスの低減とファン回転による騒音の低減化が可能である。また、エンジン回転数を上げた時、この回転数に対応して設定したエンジントルクに、エンジンにより駆動される油圧ポンプの吸収トルクのマッチング点を変更し、しかも、このマッチング点におけるエンジン出力馬力は一定であるようにしたため、油圧ポンプの吸収馬力も一定となるので、油圧ポンプの圧油により作動するアクチュエータの操作性を妨げることがなく、作業能率も全く変わらずに維持できる。

【図面の簡単な説明】

【図1】本実施形態に係る建設機械の油圧制御装置の構成図である。

【図2】本発明に係るエンジン回転数と冷却水温度との関係を示す図である。

【図3】本発明に係るエンジン回転数の制御フローチャートである。

【図4】電子式ガバナによるエンジンに適用した場合のエンジン回転数に対するエンジントルクとポンプ吸収トルクとの関係を示した図である。

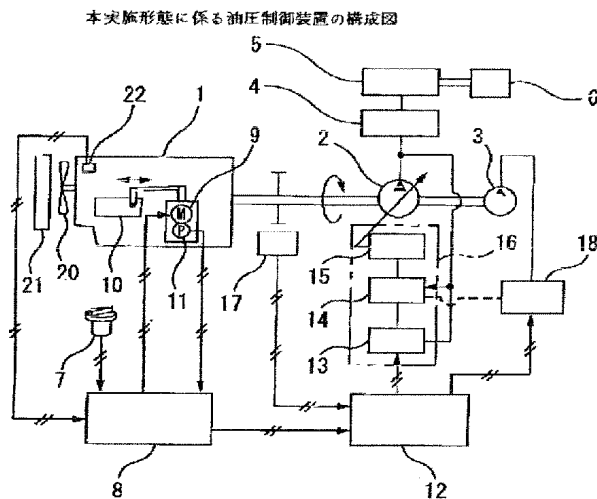
【図5】電子式ガバナによるエンジンに適用した場合の他の実施形態に係るエンジン回転数に対するエンジントルクとポンプ吸収トルクとの関係を示した図である。

【図6】機械式ガバナによるエンジンに適用した場合のエンジン回転数に対するエンジントルクとポンプ吸収トルクとの関係を示した図である。

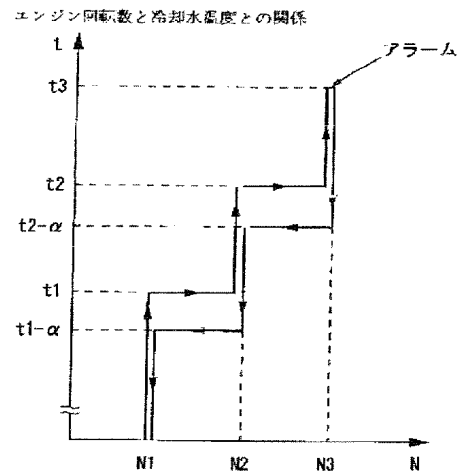
【符号の説明】

1…エンジン、2…可変容量型油圧ポンプ、3…コントロールポンプ、4…方向切換弁、5…油圧アクチュエータ、6…負荷、7…スロットルダイヤル、8…ガバナコントローラ、9…ガバナモータ、10…噴射ポンプ、11…ポテンショメータ、12…ポンプコントローラ、13…TVCバルブ、14…LSバルブ、15…サーボバルブ、16…ポンプ制御手段、17…エンジン回転センサ、18…ソレノイドバルブ、20…冷却ファン、21…ラジエータ、22…温度センサ。

【図1】



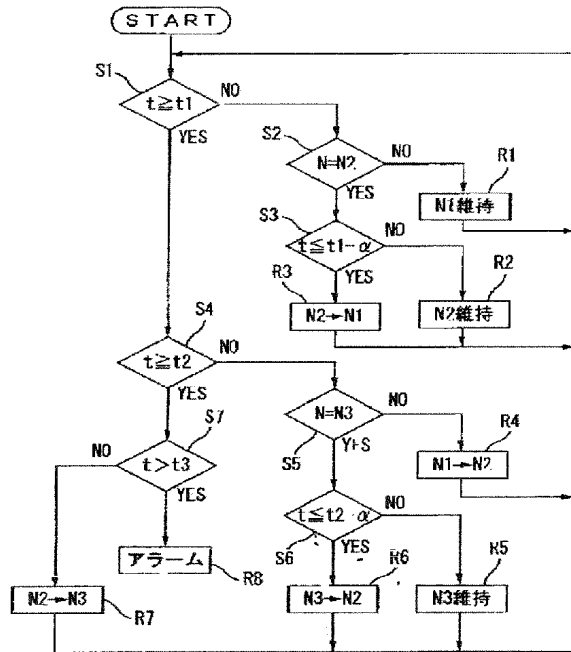
【図2】





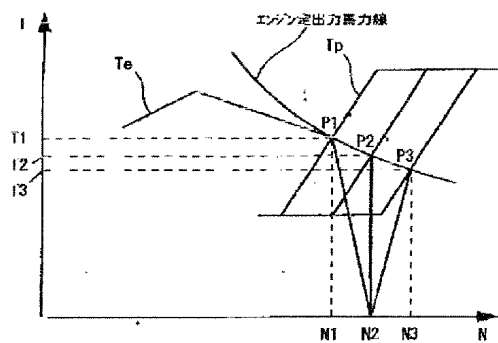
【図3】

エンジン回転数の制御フローチャート



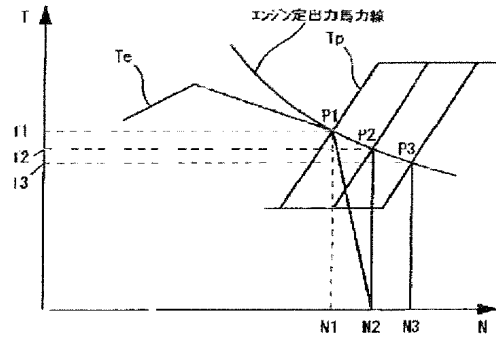
【図5】

エンジントルクとポンプ吸取トルクとの関係



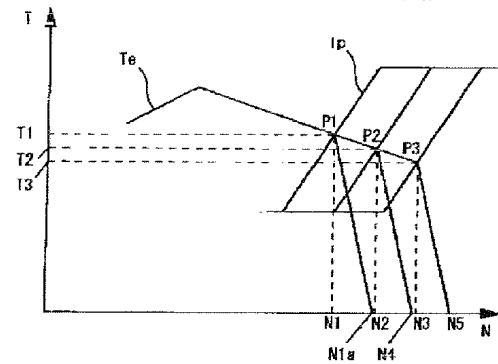
【図4】

エンジントルクとポンプ吸取トルクとの関係



【図6】

エンジントルクとポンプ吸取トルクとの関係



フロントページの続き

(51) Int. Cl. 7

F 1 5 B 11/00

識別記号

F I

F 1 5 B 11/00

(参考)

E

(8) 開2002-47965 (P2002-47965A)

F ターム(参考) 2D003 AA01 AB05 AB06 BA05 BA07  
DA03 DA04 DB03 DB04 DB06  
DC02 FA02  
3G084 AA01 AA07 BA03 BA35 DA37  
EA13 FA13 FA20 FA33  
3G093 AA10 AA15 BA08 CA05 DA01  
DA05 DB22 EA03 FB01  
3H089 AA81 AA85 BB15 BB21 DA03  
DA13 DB43 EE35 FF01 FF10  
GG02 JJ02